

수절환 방식을 이용한 지열히트펌프 난방특성

차동안 선임, 권오경 수석, 박성구 대표
한국생산기술연구원, (주)삼미지오테크

1. 서론

산업화의 확산으로 야기된 자원 고갈 및 지구온난화와 온실효과 등과 같은 심각한 환경변화에 대응하기 위해 1차 에너지의 사용을 줄이고 환경친화적인 산업구조의 형태를 갖는 에너지이용기술의 도입이 필요하다. 이를 위해 다양한 형태의 미활용 에너지 즉, 태양열, 태양광, 풍력, 수력, 지열 등을 이용하는 것은 에너지절약 뿐만 아니라 환경 개선의 측면에서도 가치가 높다고 할 수 있다.

지열에너지의 경우 장소, 기후, 시간에 관계없이 적용이 가능하고 실효성 및 안정성에 우수한 장점이 있다. 그리고 다른 신재생에너지에 비해 초기투자비용이 저렴하여 지열시스템의 보급추이가 해마다 증가하는 실정이다.

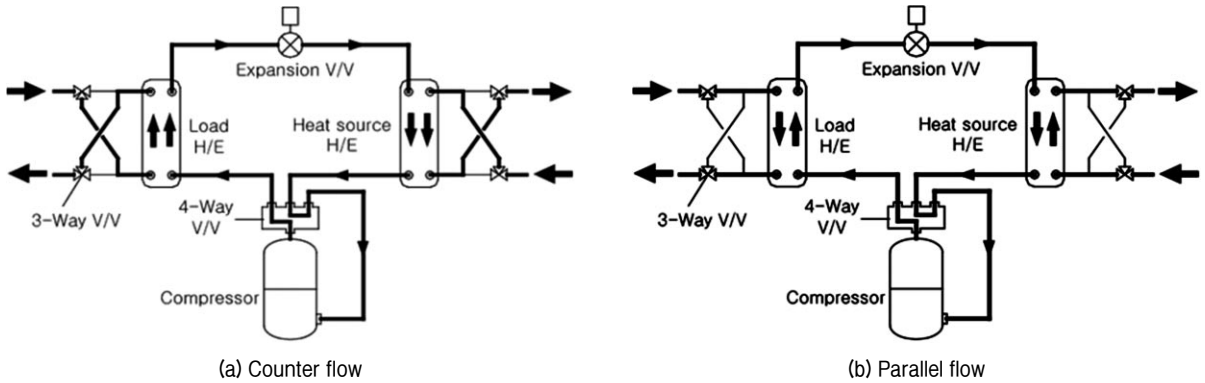
지열에너지는 지하 수백 미터에서 연중 온도의 변화가 없으므로 동절기에는 공기열원보다 온도가 높고 하절기에는 온도가 낮아 혹서기나 혹한기에도 안정적인 열원확보가 가능해 냉·난난방의 성능저하가 없다. 열원확보는 지하 10~200 m 깊이에 열교환기를 지중에 매설하여 12℃~17℃의 지열에너지를 히트펌프와 열교환으로 냉난방 열원으로 사용한다.

각종 신재생에너지의 원활한 사용을 위하여 냉방과 난방을 동시에 구현할 수 있는 히트펌프 시스템의 사용이 보편화되어 있다. 히트펌프 시스템에 관한 연구로 Back⁽¹⁾ 등과 Lee⁽²⁾ 등은 해수와 지열을 열원으로 사용한 히트펌프를 연구하였고 Lian⁽³⁾ 등은 수열원과 공기열원 히트펌프를 시뮬레이션을 수행하여 비교분석하였으며, Chen⁽⁴⁾ 등은 지하수를 열원으로 사용하는 히트펌프를 적용하여 공기열원 히트펌프와 비교를 통해 약 20~30%의 에너지절감효과가 있는 것으로 보고하였다.

특히, 우리나라와 같이 동절기의 외기온도가 낮은 지역에서는 공기열원 히트펌프의 용량부족 및 착상문제로 인하여 지열히트펌프에 대한 지속적인 연구개발이 필요하다.

히트펌프 시스템은 4-Way 밸브를 이용하여 냉방과 난방을 겸용으로 운전할 수 있는 시스템으로, 설계기준에 따라 냉매와 열원의 열교환 방식이 냉방을 대향류로 유지하게 되면 난방운전시에 평행류로 전환되고, 난방을 대향류로 유지하게 되면 냉방운전시에 평행류로 전환되어 열교환 성능이 저하된다.

그림 1은 히트펌프 시스템의 냉매절환과 수절환 방식을 적용한 난방운전을 나타낸 것으로 3-



[그림 1] Schematic diagram of ground source heat pump

Way 밸브를 이용하여 평행류와 대향류로 운전되는 흐름을 도시하였다.

본 연구에서는 지열을 이용하는 히트펌프의 성능향상을 위한 방안으로 난방운전에서 열교환 방식을 3-Way 밸브를 이용하여 온수, 열원수와 냉매의 열교환을 대향류와 평행류로 운전이 가능하도록 시스템을 설계, 제작하여 성능을 비교분석하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

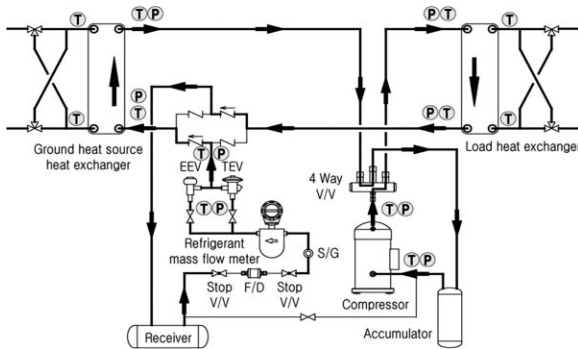
그림 2는 본 실험대상인 지열을 이용하는 히트펌프 시스템에 증발기와 응축기의 열교환 방식을

대향류, 평행류로 비교 실험하기 위한 난방사이클의 시스템 개략도이다.

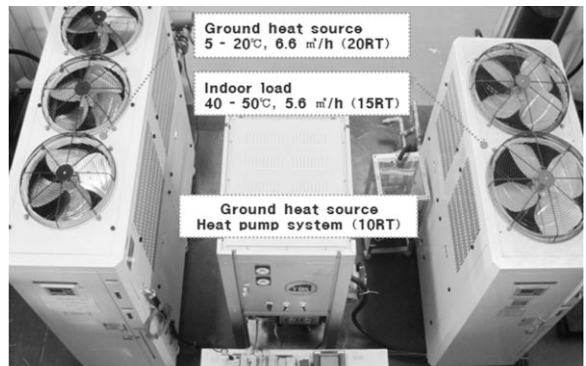
장치는 압축기(compressor), 증발기(evaporator), 응축기(condenser), 팽창장치(expansion device)로 구성되어 있으며, 압축기의 회전수 변화를 위하여 인버터(Inverter)를 설치하였다. 그리고 원활한 냉매유량 제어를 위해 팽창장치를 TXV (Thermal expansion valve)와 EEV (Electric expansion valve)를 각각 설치하여 부하변화에 따른 냉매의 유량을 조절하였다.

배관의 구성은 3-Way 밸브의 조작으로 인한 유량변화를 최소화하기 위하여 평행류와 대향류의 입구 출구 배관부품의 사용과 길이를 2 m로 동일하게 설치하였다.

그림 3은 실험에 사용된 히트펌프 시스템 및 온



[그림 2] Schematic diagram of experimental setup for ground source heat pump



[그림 3] Ground heat source & Indoor load unit

수, 열원수의 온도와 유량을 일정하게 유지하기 위한 항온조를 나타낸 것이다.

열원수의 경우 20 RT, 히터용량 12 kW의 항온조를 사용하였고, 온수 측의 부하는 15 RT, 히터용량 8 kW의 항온조를 설치하여 온수와 열원수의 온도를 일정하게 유지되도록 하였다.

표 1은 본 실험에 사용된 지열 히트펌프 시스템의 상세 사양을 나타낸 것으로 냉매는 R-410A를 사용하였으며, 압축기는 용량 31 kW의 hermetic type을 설치하고 회전수 제어를 위한 인버터(0~400 Hz)로 제어하였다. 응축기와 증발기는 히트펌프 시스템의 특성상 냉 난방운전을 감안하여 35 kW로 동일한 용량의 판형 형식의 열교환기를 설치하였으며, 팽창장치는 용량 45 kW의 TXV를 설치하여 운전하였고, 냉매의 유량 제어를 위해 40 kW의 EEV를 설치하여 TXV의 냉매유량제어를 보완하고자 하였다. 그리고 5 kg 용량의 수액기를 설치하여 난방운전과 냉방운전에서의 냉매 부족현상을 보완하도록 설계, 제작하였다.

측정장비로 압축기 구동에 필요한 소비전력을 측정하는 전력분석계 및 온수, 열원수 입·출구에 열전대와 유량계(유량범위:10 m³/h)를 설치하였다. 그리고 냉매 질량유량계를 설치하여 시스템 내부의 냉매유량을 측정하여 열량을 계산할 수 있도록 하였다. 이를 통해 온수와 열원수의 온도

및 유량과 냉매의 온도, 유량으로 시스템의 열평형을 측정하여 실험에 반영하였으며, 시스템 각 부분의 정확한 압력과 온도를 측정하기 위해 고·저압 압력계와 T-type 열전대를 설치하였다. 각 측정장비는 보정(calibration)을 수행한 후 유량, 온도 및 압력 등을 다채널 온도기록장치(40CH)와 RS-232C 케이블을 통해 PC로 전송하여 처리하였다. 측정장비의 오차로써 유량은 ±0.1%, 온도는 ±0.15%, 압력은 ±0.1%이다.(5)

2.2 실험방법

표 2는 지열 히트펌프 시스템의 난방 실험조건을 나타낸 것으로서 지중루프를 기준으로 하는 난방 인증 실험조건(KS B ISO13256-2)에 입각하여 실험을 하였다.

실험은 대향류와 평행류 형태의 열교환 방식 변화를 기준으로 압축기 회전수 변화에 따른 난방 능력, 소비전력, COP를 파악하였고, 지역, 계절 별로 상이한 열원수의 유입온도의 변화에 따른 냉매 순환량과 COP의 변화를 파악하였다.

실험은 먼저 열원수인 GHS (Ground heat source)의 온도와 유량을 설정하고, 온수(load)의 온도와 유량을 일정하게 유지되도록 한 후 히트펌프 열교환기에 유입되도록 하였다. 히트펌프 시스템의 운전은 열원수와 온수 열교환기의 입구

<표 1> System specification

| | |
|---------------|---|
| Dimension | 700×800×1700 mm |
| Refrigerant | R-410A, 10 kg |
| Compressor | COPELAND : ZP 154KCE 31 kW (50 Hz) |
| Evaporator | DANFOSS : B3-095-52 (35 kW) |
| Condenser | DANFOSS : B3-095-52 (35 kW) |
| Expansion V/V | TXV : TGEL13, 45 kW(DANFOSS) EEV : E2V35, 40 kW(CAREL) |
| Inverter | LS : SV110-iG5A (0-400 Hz) |

<표 2> Experimental conditions

| Parameter | Conditions |
|------------------------------------|-------------------------------|
| Heat exchanger | Parallel flow Counter flow |
| Load inlet temperature (°C) | 40, 50 |
| Load flow rate (m ³ /h) | 5.6 |
| GHS inlet temperature (°C) | 5, 10, 15, 20 |
| GHS flow rate (m ³ /h) | 6.6 |
| Compressor RPM (Hz) | 30, 35, 40, 45, 50 |

출구의 온도가 정상상태 즉, 온도의 변화가 ± 0.5 °C 이내, 유량의 변화가 ± 0.01 m³/h이내에 도달하면 압축기를 가동하여 인버터를 이용해 일정한 회전수로 설정하였다.

압축기 회전수 변화에 따른 대향류와 평행류의 비교실험은 지열히트펌프 실험기준 중 지중루프 방식을 기준으로 온수온도와 유량은 40°C, 5.6 m³/h, 열원수의 온도와 유량은 5°C, 6.6 m³/h로 일정하게 유지하고, 압축기의 회전수를 30 ~ 50 Hz로 변화하여 정상상태에 도달했을 때 시스템의 성능을 비교 검증하였다.

열원수 유입온도 변화에 따른 대향류와 평행류의 비교실험은 동일한 조건에서 열원수의 유입온도를 5°C씩 상승시켜 비교하였고, 이때 압축기 회전수를 정격운전(50 Hz)과 정격운전 이하 조건(40 Hz)에서의 시스템 성능변화도 함께 비교 검증하였다.

2.3 실험결과처리

실험에서 지열히트펌프의 난방능력은 식 (1)을 이용하였으며 냉매와 온수의 열평형을 비교하여 시스템 열손실을 최소화하고자 하였다. 본 연구에서의 난방능력은 온수 측의 평균값을 사용하였다.

$$Q_H = \dot{m}_H c_p (T_{H,o} - T_{H,i}) \quad (1)$$

여기서, \dot{m}_H 와 c_p 는 온수의 질량유량과 정압비열이며, $T_{H,i}$, $T_{H,o}$ 는 각 온수열교환기의 온수 입구, 출구온도를 나타낸다.

시스템 COP는 각 채널의 난방능력과 압축기 소비동력(A_w)를 이용하여 식 (2) 와 같이 구하였다.

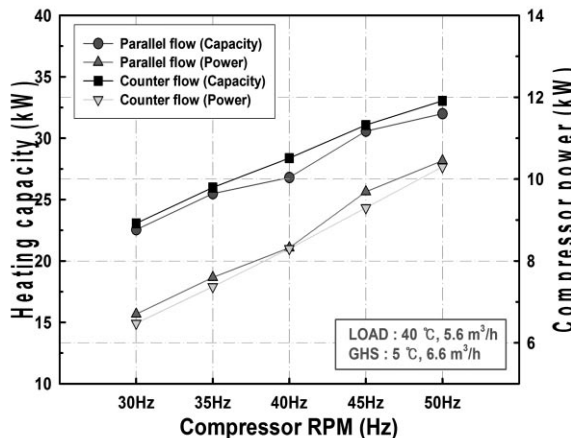
$$COP = \frac{Q_H}{A_w} \quad (2)$$

3. 실험결과 및 고찰

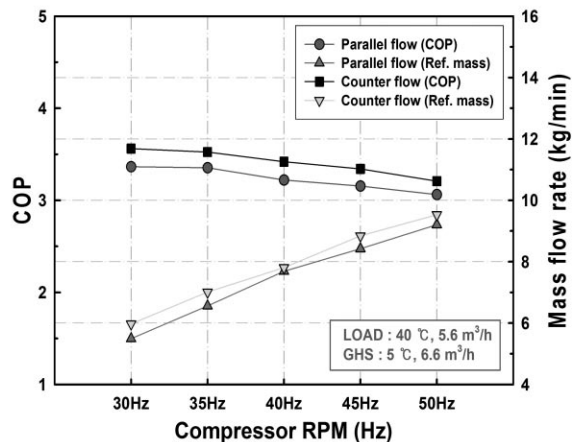
3.1 압축기 회전수변화 실험

그림 4는 압축기 회전수 변화에 따른 대향류와 평행류 열교환 방식의 난방능력 및 압축기 소비전력을 나타낸 것이다.

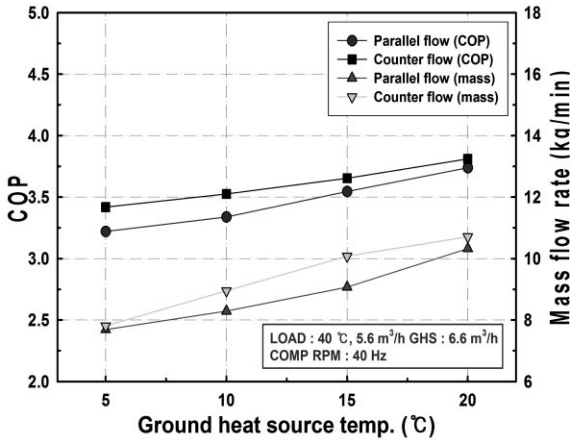
압축기의 회전수가 증가함에 따라 난방능력과 소비전력이 증가하는 일반적인 경향으로 나타났으며 난방능력은 대향류가 최소 23.0 kW, 최대 33.1 kW로 측정되었고, 평행류는 최소 22.5 kW, 최대 31.9 kW로 대향류 방식이 평균 3.5%



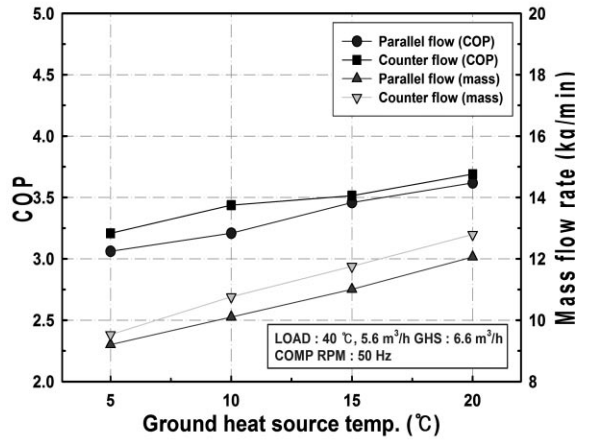
[그림 4] Variation of heating capacity & compressor power with compressor RPM



[그림 5] Variation of COP & ref. mass flow rate with compressor RPM



[그림 6] Variation of COP & ref. mass flow rate with GHS temp.(load 40°C, 40Hz)



[그림 7] Variation of COP & ref. mass flow rate with GHS temp.(load 40°C, 50Hz)

증가하는 경향으로 나타났다. 이는 냉매의 과냉구간이 커짐에 따라 온수와의 열교환 성능이 높은 것으로 판단된다. 소비전력은 대향류가 최소 6.47 kW, 최대 10.3 kW로 측정되었고 평행류는 최소 6.7 kW, 최대 10.4 kW로 평행류 방식이 미세하게 높게 측정되었다.

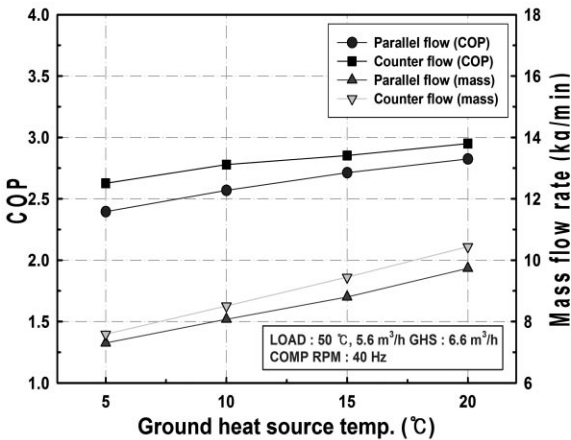
그림 5는 압축기 회전수 변화에 따른 대향류와 평행류 열교환 방식의 COP와 냉매유량의 변화를 나타낸 것이다.

COP는 대향류가 최소 3.21, 최대 3.56로 나타

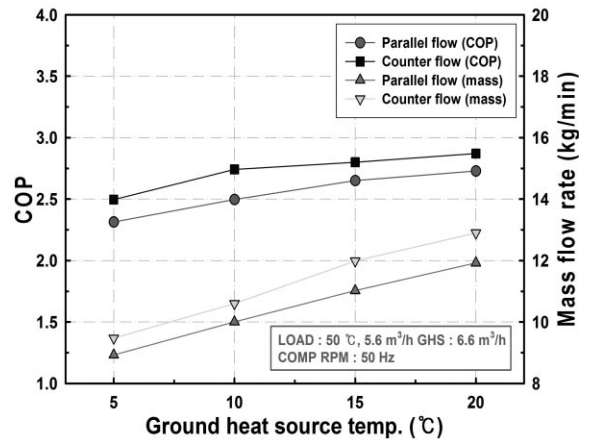
났고 평행류는 최소 3.06, 최대 3.36으로 평균 5.5%가 증가하는 경향으로 나타났다. 냉매유량은 대향류가 평행류 방식보다 평균 5% 정도 높게 측정되었다.

3.2 열원수측 유입온도변화 실험

그림 6과 그림 7은 온수 입구온도 40°C, 회전수 40 Hz 및 50 Hz 기준에서 열원수의 유입온도 변화에 따른 COP를 나타낸 것이다.



[그림 4] Variation of heating capacity & compressor power with compressor RPM



[그림 5] Variation of COP & ref. mass flow rate with compressor RPM

열원수 유입온도가 높을수록 COP와 냉매유량이 상승하는 경향으로 나타났으며 대항류 방식이 평행류 방식보다 평균 4.9% 성능향상을 보였다. 50 Hz의 경우 그림 4에서 나타난 것과 같이 난방능력의 상승률이 압축기 소비전력의 상승률보다 낮으므로 COP는 40 Hz 보다 낮게 나타남을 알 수 있다.

그림 8과 그림 9는 온수 입구온도 50℃, 회전수 40 Hz 및 50 Hz 기준에서 열원수의 유입온도 변화에 따른 시스템 COP를 나타낸 것이다.

열원수 유입온도가 높을수록 COP와 냉매유량이 상승하는 경향으로 나타났으며, COP의 경우 40℃의 조건보다 저하되는 것으로 측정되었다. 그리고 대항류가 평행류 방식보다 평균 7.0%의 성능향상이 있는 것으로 나타났다.

4. 결론

수질환 방식을 이용한 지열히트펌프 시스템의 난방 실험을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 압축기 회전수변화에 따라 난방능력과 소비전력, 냉매순환량은 증가하지만 COP는 저하하는 경향으로 나타났으며 난방능력은 대항류가 최소 23.0 kW, 최대 33.1 kW로 평행류 방식보다 평균 3.5% 증가하는 경향으로 나타났다.
- (2) 압축기 회전수변화에 따른 시스템 성능은 부하측 40℃, 지열원측 5℃에서 대항류 방식이 최소 3.21, 최대 3.56으로 평행류 방식보다 평균 5.5%의 성능향상이 있는 것으로 나타났다.
- (3) 열원수 유입온도가 높을수록 COP와 냉매유량이 상승하는 경향으로 나타났으며, 온수 온도 40℃에서 대항류 방식이 평행류 방식보다 평균 4.9% 성능향상을 보였고 온수 온도 50℃에서는 평균 7.0%의 성능향상이 있는 것으로 나타났다.

대항류 50 Hz의 조건에서 COP는 40 Hz 보다 낮게 나타남을 알 수 있었다.

향후 연구에는 냉방조건에서의 대항류 방식과 평행류 방식의 비교 검증과 EEV를 활용한 냉매유량변화와 히트펌프 시스템에서의 과냉, 과열도에 관한 연구를 진행할 예정이다.

후 기

본 연구는 2010년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술평가원(과제번호 : 20103030110030)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다.

참고문헌

1. Baek NC, 2001, "Development of Off-Peak Electric Water Heater using Heat Pump," Energy R&D, Vol. 11, pp. 3~7.
2. Lee, J. Y., Chung, J. T., Woo, J. S. and Choi, J. M., 2010, "Influence of the Secondary Fluid Flow Rate on the Performance of a GSHP System," Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 22, No. 10, pp. 649~656.
3. Chen C, Sun F, Feng L, Liu M, 2005, "Underground Water-Source Loop Heat-Pump Air-Conditioning System Applied in a Residential Building in Beijing," Applied Energy, Vol. 82, pp. 331~344.
4. Lian Z, Park S, Qi H, 2005, "Analysis on Energy Consumption of Water-Loop Heat Pump System in China," Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 73~85.
5. Holman, J.P., 2000, Experimental Method for Engineer, 7th ed., McGraw-Hill pp. 51~60.